

4. ДЕТАЛИ МАШИН

4.2. Червячные передачи

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения, между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет $\theta = 90^\circ$.

Достоинства:

1. Плавность и бесшумность работы. 2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции. 3. Возможность получения больших передаточных чисел. 4. Возможность получения самотормозящей пары.

Недостатки:

1. Низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса. 2. Нагревание при работе. 3. Изготовление венцов колес из дорогих антифрикционных материалов. 4. Повышенный износ и склонность к заеданию.

Основные геометрические соотношения в червяке показаны на рис. 4.7.

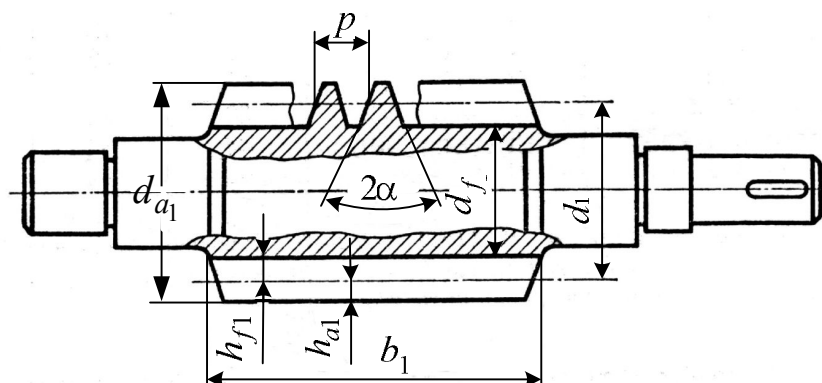


Рис. 4.7

1. Угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$.
2. Расчетный шаг червяка $p = \pi m$, где m – осевой модуль, равный торцевому модулю червячного колеса.
3. Ход витка

$$p_z = pz_1, \quad (4.57)$$

где z_1 – число витков червяка.

4. Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qt, \quad (4.58)$$

где q – число модулей в делительном диаметре червяка. Чтобы червяк не был слишком тонким с уменьшением m , увеличивают q .

5. Делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{p z_1}{\pi q m} = \frac{m z_1}{q m} = \frac{z_1}{q}. \quad (4.59)$$

6. Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2). \quad (4.60)$$

7. Диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 + 2h_{f1} = m(q + 2,4). \quad (4.61)$$

8. Длина нарезной части червяка зависит от числа витков:

$$\text{при } z_1 = 1-2 \quad b_1 = m(11 + 0,06z_2); \quad (4.62)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_1 = m(12,5 + 0,09z_2), \quad (4.63)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков по технологическим причинам b_1 увеличивают приблизительно на $3m$.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса приведены на рис. 4.8.

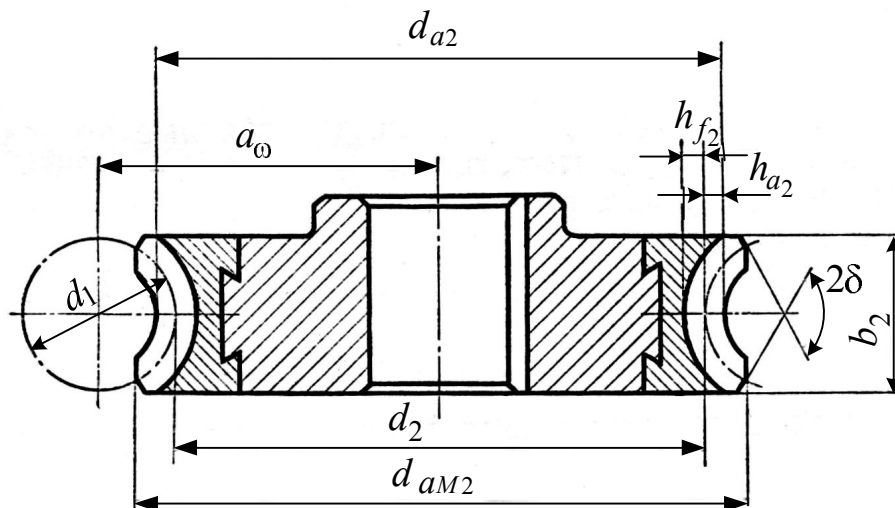


Рис. 4.8

1. Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2. \quad (4.64)$$

3. Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2). \quad (4.65)$$

4. Диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4). \quad (4.66)$$

5. Межосевое расстояние передачи

$$a_{\omega} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}. \quad (4.67)$$

6. Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2). \quad (4.68)$$

7. Ширина венца червячного колеса:

$$\text{при } z_1 = 1 - 2 \quad b_2 \leq 0,75d_{a1}; \quad (4.69)$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,67d_{a1}.$$

КПД червячных передач

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт-гайка.

Общий КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_{\Pi}^n \eta_p \eta_{3.3} \eta_{В.П}, \quad (4.70)$$

где n – число пар подшипников в передаче; η_{Π} – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников; для подшипников качения $\eta_{\Pi} = 0,99 - 0,995$; для подшипников скольжения $\eta_{\Pi} = 0,97 - 0,99$;

η_p – КПД, учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе передачи, при средних скоростях принимают $\eta_p = 0,97 - 0,98$;

$\eta_{3.3}$ – КПД, учитывающий потери в зубчатом зацеплении. Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к винтам червяка, то принимают $\eta_{3.3} = 0,97 - 0,98$;

$\eta_{В.П}$ – КПД, учитывающий потери в винтовой паре, которые составляют главную часть всех потерь передачи; определяют по формуле, выведенной для винтовой пары:

$$\eta_{В.П} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (4.71)$$

где ρ' – угол трения, он зависит не только от материала червяка и зубьев колеса, шероховатости рабочих поверхностей, качества смазки, но и от скорости скольжения $V_{ск}$.

Силы в зацеплении

Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления Π по нормали к рабочей поверхности витка. Силу F_n раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_t , F_r , F_a (рис. 4.9.).

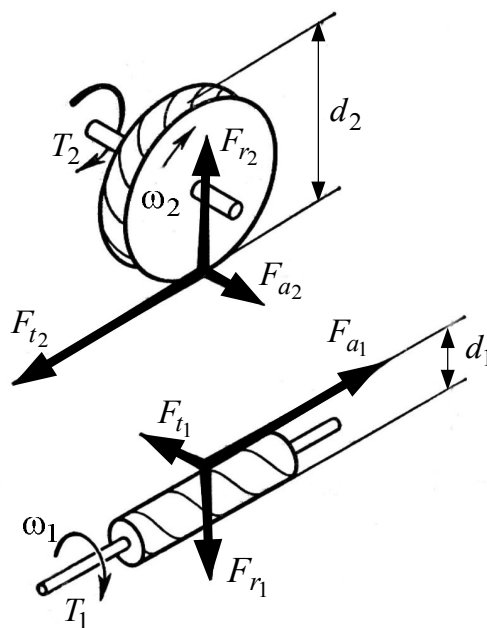


Рис. 4.9

Окружная сила на червяке

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (4.72)$$

Окружная сила на колесе

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (4.73)$$

Радиальные силы

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.74)$$

Направление осевых сил червяка и червячного колеса зависит от направления вращения червяка, а также от направления линии витка.

Материалы червячной пары. Допускаемые напряжения

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах.

В червячном зацеплении преобладает трение скольжения, поэтому материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных 40Х, 40ХН с последующей шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают из бронзы, выбор марки которой зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ и длительности работы.

1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ для оловянных бронз определяют из условий сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев по эмпирической формуле

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (4.75)$$

где $[\sigma]_{HO} = (0,75 - 0,9)\sigma_B$ - допускаемое напряжение при 10^7 циклов. Большее значение рекомендуется принимать при закаленных до твердости HRC 45 шлифованных червяках; σ_B - предел прочности; K_{HL} - коэффициент

долговечности, $K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_z}}$, где N_z - число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок работы.

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ для твердых бронз и чугунов принимают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

3. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала венца червячного колеса и характера нагрузки.

Расчет на прочность червячных передач

Для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба - проверочным.

Подставив в формулу контактных напряжений Герца формулы $E_{пр}$, μ и q и приняв $\alpha = 20^\circ$, получим формулу проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{T_2}{d_1}} \cdot K \leq [\sigma]_H. \quad (4.76)$$

Заменяя в формуле (4.76) $d_1 = mq$; $d_2 = mz_2$ и $m = \frac{2a_\omega}{z_2 + q}$, получим формулу проектного расчета червячных передач по контактным напряжениям

$$a_\omega \geq \left[\frac{z_2}{q} + 1 \right] \sqrt[3]{ \left[\frac{170 \cdot 10^3}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right]^2 \cdot T_2 K }, \quad (4.77)$$

где a_ω – межосевое расстояние передачи, м; K – коэффициент нагрузки. При удовлетворительной точности изготовления принимают: $K = 1$ – при постоянной нагрузке и $v_2 \leq 3$ м/с; $K = 1,1 - 1,4$ – при переменной нагрузке и $v_2 > 3$ м/с.

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Из-за дугообразной формы зубьев считают, что их прочность на 40 % выше.

Поэтому в формулу вводятся дополнительные коэффициенты Y_ϵ и Y_β и с учетом их значений получим формулу проверочного расчета червячных передач по изгибу

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F_2} \frac{F_{t_2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F, \quad (4.78)$$

где Y_{F_2} – коэффициент формы зуба. Выбирают из таблиц по эквивалентному числу зубьев $z_{v_2} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Тепловой расчет червячных передач

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. В червячных передачах должен соблюдаться тепловой баланс:

$$Q_B = Q_0, \quad (4.79)$$

где Q_B – тепловыделение; Q_0 – теплоотдача.

Количество теплоты, выделяющейся в непрерывно работающей передаче в одну секунду:

$$Q_B = (1 - \eta) N_1. \quad (4.80)$$

Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в одну секунду:

$$Q_o = K_T (t_M - t_B) S, \quad (4.81)$$

где S – площадь поверхности корпуса, м^2 ; t_B – температура воздуха вне корпуса; t_M – температура масла; K_T – коэффициент теплопередачи, $K_T = 8 - 17 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ (для чугунных корпусов).

$$t_M = t_B - \frac{(1 - \eta) N_1}{K_T S} \leq [t]_M, \quad (4.82)$$

где $[t]_M = 70 - 90^\circ$ – в большинстве случаев.